

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**



⑩ Unionspriorität: ⑩ ⑩ ⑩

29.06.82 JP P110722-82 29.06.82 JP U96540-82  
29.06.82 JP U96541-82

⑦ Erfinder:

Akiyama, Teruo, Yokohama, Kanagawa, JP

⑪ Anmelder:

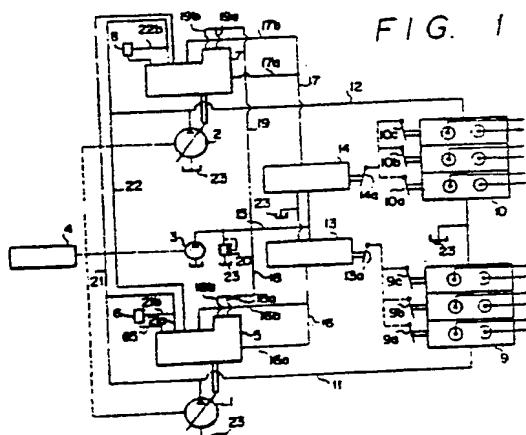
Kabushiki Kaisha Komatsu Seisakusho, Tokyo, JP

⑫ Vertreter:

ter Meer, N., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.; Müller, F.,  
Dipl.-Ing., 8000 München; Steinmeister, H.,  
Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 4800 Bielefeld

## ⑬ Steuervorrichtung für Hydraulik-Pumpen mit variabilem Ausstoß

Eine Steuervorrichtung für Hydraulik-Pumpen (1, 2) mit variabilem Ausstoß für hydraulisch betätigtes Baufahrzeuge umfaßt eine Pumpe (3) mit konstantem Ausstoß, mehrere Reduzierventile (13, 14), die mit Steuerventileinheiten (9, 10) für Arbeitsgeräte des Baufahrzeugs in Wirkverbindung stehen, und Steuereinheiten (5, 7) zur Steuerung des Durchsatzes der jeweiligen Pumpe (1 bzw. 2) sowie Einrichtungen zur Übertragung der Förderdrücke der Pumpen mit variabilem Ausstoß und der Pumpe mit konstantem Ausstoß sowie der Ausgangsdrücke der Reduzierventile auf die Steuereinheiten. Die Steuervorrichtung weist drei Steuerfunktionen auf, nämlich Steuerung des Durchsatzes der Pumpen mit variabilem Ausstoß durch Veränderung des Anstellwinkels der Taumscheibe dieser Pumpen proportional zu dem Grad der Betätigung der entsprechenden Steuerventileinheit, Konstant-Drehmomentsteuerung proportional zu den Förderdrücken der Pumpen (1, 2) und Durchsatz-Begrenzung zur Verringerung von Entlastungsverlusten. (33 23 307)



TER MEER-MÜLLER-STEINMEISTER  
PATENTANWÄLTE – EUROPEAN PATENT ATTORNEYS

Dipl.-Chem. Dr. N. ter Meer  
Dipl.-Ing. F. E. Müller  
Trittfstrasse 4,  
D-8000 MÜNCHEN 22

Dipl.-Ing. H. Steinmeister  
Artur-Ladebeck-Strasse 51  
D-4800 BIELEFELD 1

FP 83-27M-Ger.

St/Wi/sc

KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SEISAKUSHO  
3-6, Akasaka 2-chome,  
Minato-ku, Tokyo,  
Japan

---

STEUERVORRICHTUNG FÜR HYDRAULIK-PUMPEN MIT VARIABLEM  
AUSSTOSS

---

PRIORITÄTEN: 29.06.1982, Japan, Nr. 110722/82  
29.06.1982, Japan, Nr. 096540/82  
29.06.1982, Japan, Nr. 096541/82

PATENTANSPRÜCHE

1. Steuervorrichtung für Hydraulik-Pumpen mit variab-  
lem Ausstoß gekennzeichnet durch

(a) eine Hydraulik-Pumpe mit konstantem Ausstoß zur Er-  
zeugung eines Steuer-Fluiddruckes für einen hydrau-  
lischen Servomechanismus,

(b) mehrere Reduziventile (13,14), die mit auf der Förderseite der Pumpen (1 und 2) mit variablem Ausstoß angeordneten Steuerventileinheiten (9,10) für Arbeitsgeräte in Wirkverbindung stehen, den Förderdruck der Pumpe (3) mit konstantem Ausstoß aufnehmen und einen zu dem Grad der Betätigung der Steuerventileinheiten (9,10) proportionalen Ausgangsdruck erzeugen,

(c) Steuereinheiten (5,7) zur Steuerung des Durchsatzes der jeweiligen Pumpe (1 bzw. 2) mit variablem Ausstoß mit je einem selektiv von einer oder der anderen Seite mit dem Förderdruck der Pumpe (3) mit konstantem Ausstoß beaufschlagbaren Servokolben (30) zur Steuerung des Förderdruckes der Pumpen mit variablen Ausstoß, einem Leitventil-Bereich (B) zur selektiven Verbindung der einen oder anderen Seite des Servokolbens (30) mit dem Förderdruck der Pumpe (3) mit konstantem Ausstoß und einem den Leitventil-Bereich (B) steuernden Eingangssignal-Bereich (A) zur Aufnahme des Förderdruckes der Pumpe (3) mit konstantem Ausstoß, des Ausgangsdruckes des Reduziventils (13,14) und des jeweiligen Ausgangsdruckes der Pumpe (1,2) mit variablem Ausstoß und

(d) Einrichtungen zur Übertragung des Förderdruckes der Pumpe (3) mit konstantem Ausstoß, des Ausgangsdruckes des Reduziventils (13,14) und des jeweiligen Förderdruckes der Pumpen (1,2) mit variablem Ausstoß auf die Steuereinheit (5 bzw. 7).

2. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Eingangssignal-Bereich (A) der Steuereinheit (5,7) die folgenden Baugruppen umfaßt:

- 3 -

(a) einen ersten Kolben (45), der durch den Ausgangsdruck des Reduzierventils (13) im Sinne einer Erhöhung des Durchsatzes der Pumpe (1) mit variablem Ausstoß beaufschlagbar ist,

5

(b) wenigstens zwei Sätze von Druckfedern (40,41) zur Erzeugung einer Vorspannungs-Kraft in entgegengesetzter Richtung im Sinne einer Verringerung des Durchsatzes durch die Pumpe (1) mit variablem Ausstoß,

10

(c) einen Steuerkolben (36) mit einem Betätigungs-Arm (37) zur Verbindung des Servokolbens (30) mit dem Leitventil-Bereich (B),

15

(d) einen zweiten Kolben (52), der durch den Förderdruck der Pumpe (3) mit konstantem Ausstoß im Sinne einer Erhöhung des Durchsatzes durch die Pumpe (1) mit variablem Ausstoß beaufschlagbar ist,

20

(e) einen dritten Kolben (54), der durch den Ausgangsdruck des Reduzierventils (13) im Sinne einer Verringerung des Durchsatzes durch die Pumpe (1) mit variablem Ausstoß beaufschlagbar ist und dessen Wirkfläche gleich der des ersten Kolbens (45) ist, und

25

(f) vierte und fünfte Kolben (56,58), die jeweils durch den Druck einer der Pumpen (1,2) mit variablem Ausstoß im Sinne einer Verringerung des Durchsatzes durch die Pumpe (1) mit variablem Ausstoß beaufschlagbar sind und die koaxial mit dem ersten Kolben (45), dem Steuerkolben (36) und den zweiten und dritten Kolben (52,54) in einer Reihe angeordnet sind.

30  
35

3. Steuervorrichtung nach Anspruch 2, dadurch g e k e n n -  
z e i c h n e t, daß die Vorspannungen wenigstens zweier  
der Druckfeder-Sätze (40,41) unabhängig voneinander ein-  
stellbar sind.

5

4. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch g e k e n n -  
z e i c h n e t, daß das Reduzierventil (13) einen in  
einer Bohrung eines Gehäuses (99) verschiebbaren Steuer-  
kolben (100) und erste und zweite Federn (101,102) um-  
faßt, daß die erste Feder (101) zwischen einem in der  
Bohrung des Gehäuses (99) angeordneten ersten Spreng-  
ring (107) und einem ersten Federteller angeordnet ist,  
der auf einem Abschnitt verringerten Durchmessers einer  
in die Bohrung eingefügten Betätigungs-Stange (108)  
15 montiert ist und an einer Abstufung der Stange (108)  
abgestützt ist, daß die zweite Feder (102) zwischen  
zweiten und dritten Federtellern (104,105) angeordnet  
ist, die beide auf dem Umfang des Abschnitts verringerten  
Durchmessers der Stange (108) verschiebbar sind, daß  
20 die Bewegung des zweiten Federtellers (104) durch den  
ersten Sprengring (107) und die des dritten Federtellers  
(105) durch einen am freien Ende der Stange (108) mon-  
tierten zweiten Springring (106) begrenzt wird, daß  
die Vorspannungen oder Druckkräfte der ersten und zwei-  
25 ten Federn (101,102) durch die Position des ersten  
Springrings (107) festlegbar sind und daß der dritte  
Federsitz (105) an dem Steuerkolben (100) anliegt.

5. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, g e k e n n -  
30 z e i c h n e t durch ein Begrenzungsventil (6) zur  
Aufnahme des Förderdruckes der Pumpe (1,2) mit variab-  
lem Ausstoß und zur Umwandlung dieses Förderdruckes  
in einen Ausgangsdruck, einen in dem Eingangssignal-  
Bereich (A) der Steuereinheit (5) angeordneten sechsten  
35 Kolben (64), der durch den Ausgangsdruck des Begrenzungs-

- 5 -

ventils (6) im Sinne einer Verringerung des Durchsatzes der Pumpe (1) mit variablem Ausstoß beaufschlagbar ist, und durch Einrichtungen zur Übertragung des Ausgangsdruckes des Begrenzungsventils (6) auf den sechsten Kolben (64).

5

6. Steuervorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Begrenzungsventil (6) eine gleitend verschiebbar in einer Bohrung eines Gehäuses (120) angeordnete Ventilspindel (121), an entgegengesetzten Seiten in die Bohrung eingefügte Hülsen (122,128), einen in einer der Hülsen (122) verschiebbaren, der Ventilspindel (121) gegenüberliegenden ersten Kolben (6a) mit einer abgestuften Schulter, einen gleitend verschiebbar in der auf der gegenüberliegenden Seite der Ventilspindel (121) angeordneten Hülse (128) angeordneten zweiten Kolben (6b) mit einer abgestuften Schulter, einen auf der Ventilspindel montierten, an einer Abstufung im wesentlichen in der Mitte der Ventilspindel (121) anliegenden Federteller (133) und eine zwischen dem Federteller (133) und der zweiten Hülse (128) abgestützte Feder (6c) zur Einstellung des Begrenzungsdruckes umfaßt und daß die Schulter des ersten Kolbens (6a) durch den Ausgangsdruck der Pumpe (1) und die Schulter des zweiten Kolbens (6b) durch den Ausgangsdruck des Begrenzungsventils beaufschlagbar ist.

30

BESCHREIBUNG

Die Erfindung betrifft eine Steuervorrichtung gemäß dem Oberbegriff des Hauptanspruchs.

5 Derartige Steuervorrichtungen dienen zur Steuerung von Pumpen mit variablem Ausstoß, wie sie in hydraulisch betätigten Baufahrzeugen wie beispielsweise Baggern oder dergleichen mit drehbarem Aufbau verwendet werden. Insbesondere befaßt sich die Erfindung mit einer Steuervorrichtung, die drei Steuerfunktionen ausführt. Die Steuerfunktionen umfassen die Steuerung des Durchsatzes oder Ausstoßes der Pumpen durch Veränderung des Anstellwinkels der Taumelscheiben der Pumpen proportional zu dem Grad der Betätigung entsprechender Steuerventile für die Arbeitsgeräte, Konstant-Steuerung des Drehmoments proportional zu den Ausgangsdrücken der Pumpen mit variablem Ausstoß und Durchsatz-Begrenzung zur Ver- ringerung von Entlastungsverlusten.

10 15 20 25 30 35

Wie in der japanischen offengelegten Patentanmeldung 55-1478 beschrieben wird, sind Fahrzeuge der obengenannten Art bisher mit Pumpen mit variablem Ausstoß als Hydraulikpumpen ausgerüstet worden, um eine wirksame Ausnutzung der Ausgangsleistung der Antriebsmaschine zu ermöglichen. In den meisten Fällen wurden die Pumpen derart gesteuert, daß das Drehmoment im wesentlichen konstant gehalten wurde.

Wenn jedoch lediglich auf konstantes Drehmoment gesteuert wird, so hat die Steuervorrichtung die Nachteile, daß (1) der Anstellwinkel der Taumelscheibe der Hydraulikpumpe selbst dann maximal ist, wenn das Fahrzeug nicht arbeitet, so daß das gesamte abgegebene Volumen (Ausstoß) als Druckverlust verloren geht, und daß (2) bei Feinbewegungen der Stellglieder ein größerer

- 7 -

Teil des abgegebenen Volumens von dem Ventil in seiner Neutralstellung in einen Speicherbehälter zurückgeleitet wird, so daß sich weitere Verluste ergeben, und daß (3) bei der Entlastung des Druckfluids der überwiegende Teil des abgegebenen Volumens verloren geht.

Eine Möglichkeit zur Vermeidung dieser Nachteile ist in der japanischen offengelegten Patentanmeldung 55-43245 vorgeschlagen worden.

10

Nach diesem Vorschlag wird ein hydraulischer Servomechanismus zur Steuerung des Anstellwinkels der Taumelscheibe der Pumpe verwendet, und ein Reduzierventil wie ein TCC-Ventil, ein CO-Ventil und ein NC-Ventil ist 15 in einem Steuerdruck-Kreislauf angeordnet, der ein Eingangssignal für den hydraulischen Servomechanismus zur Abtastung des Förderdruckes der Pumpe und des Fluiddurchsatzes durch den Neutral-Kreislauf des Ventils liefert, so daß der am Eingang des hydraulischen Servomechanismus anliegende Steuerdruck variiert und auf 20 diese Weise der Anstellwinkel der Taumelscheibe der Pumpe eingestellt wird.

Ein herkömmliches Reduzierventil, das für die obenerwähnte Durchsatz-Steuerung verwendet wird, wird in der US-PS 3 990 352 beschrieben. Bei diesem Reduzierventil sind zwei Feder-Sätze zur Festlegung der Ausgangsdruck-Charakteristik des Reduzierventils derart befestigt, daß sie eine gleiche Spannung oder Druckkraft aufweisen. 25 Wenn eine Stange, auf der die beiden Federn montiert sind, bewegt wird, so wird zunächst diejenige der beiden Federn komprimiert, die die kleinere Federkonstante aufweist. Auf diese Weise kann in jedem Fall als Ausgangsdruck-Charakteristik nur ein bestimmtes Schema 30 erreicht werden.

Die Erfindung ist auf die Schaffung einer einfach aufgebauten, zuverlässig arbeitenden Steuervorrichtung gerichtet, die eine größere Variabilität hinsichtlich der Steuercharakteristik aufweist und vielfältig einsetzbar ist.

Die Erfindung ergibt sich im einzelnen aus dem kennzeichnenden Teil des Hauptanspruchs. Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Erfindungsgemäß bewirken der Ausgangsdruck der Pumpe und der Steuerdruck eine Verschiebung eines Kolbens in einem Eingangssignal-Bereich des hydraulischen Servomechanismus zur Steuerung des Anstellwinkels der Taumelscheibe der Pumpe, und die Summe aus Förderdruck der Pumpe und Steuerdruck dient als Eingangssignal für den hydraulischen Servomechanismus.

Ein Reduzierventil zur Steuerung der Pumpen mit variablen Ausstoß umfaßt zwei voneinander verschiedene Federn, die die Druckreduktions-Charakteristik festlegen. Die Vorspannung der Feder mit der größeren Federkonstante ist reduziert, so daß diese Feder früher betätigt wird und sich eine verbesserte Charakteristik des Reduzierventils ergibt.

Bevorzugt umfaßt die erfundungsgemäße Steuervorrichtung ein Begrenzungsventil zur Begrenzung oder zur Steuerung des Ausstoßes der Pumpen mit variabilem Ausstoß, bei dem die Betätigungs Kraft reduziert werden kann, so daß die Vorspannung von Federn reduziert wird. Das erfundungsgemäße Begrenzungsventil ist derart aufgebaut, daß bei der konzentrischen Anordnung von Ventilspindel und Kolben dieses Ventils größere Toleranzen ermöglicht werden.

- 9 -

den und ein Klemmen der Ventilspindel oder der Kolben verhindert wird. Die Anordnung ist derart getroffen, daß auf die Ventilspindel nicht nur axiale Betätigungs-kräfte ausgeübt werden können, sondern daß der Ausgangsdruck des Reduzierventils und die Kräfte der Federn unabhängig auf die Ventilspindeln wirken, so daß nachteilige Auswirkungen ungleichförmig komprimierter Federn auf die Kolben beseitigt werden.

10 15 20 25 30 35 Im folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der Zeichnungen näher erläutert.

Fig. 1 veranschaulicht die Anordnung einer Steuervorrichtung für Hydraulikpumpen mit variabilem Ausstoß gemäß einem Ausführungsbeispiel der Erfindung;

Fig. 2 veranschaulicht die Ausbildung der Steuereinheit der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung;

Fig. 3 zeigt die Ausbildung eines Begrenzungsventils.

Fig. 4 zeigt eine Kennlinie, die die Beziehung zwischen Förderdruck und Durchsatz veranschaulicht;

Fig. 5 ist eine Graphik zur Veranschaulichung der Beziehung zwischen dem Ausgangsdruck eines Reduzierventils und dem Durchsatz der Pumpe;

Fig. 6 zeigt eine Kennlinie zur Veranschaulichung der Beziehung zwischen der Betätigungsstellung des Ventils und dem Ausgangsdruck des Reduzierventils;

Fig. 7 veranschaulicht die Beziehung zwischen der Betätigungs-Stellung des Ventils und dem Durchsatz der Pumpe;

5 Fig. 8 ist ein weiteres Diagramm zur Veranschau-lichung der Beziehung zwischen der Betätigungs-Stellung des Ventils und dem Durch-satz der Pumpe;

10 Fig. 9 zeigt die Steuercharakteristik des Begren-zungsventils.

Die Bezugsziffern 1 und 2 bezeichnen Pumpen mit variab-lem Ausstoß und 3 bezeichnet eine Pumpe mit konstanten 15 Ausstoß und verhältnismäßig geringer Leistung, die zur Förderung von Steuerdruck für einen Hydraulik-Servomechanismus dient. Die Pumpen 1,2 und 3 werden gemeinsam benutzt und durch eine Antriebsmaschine angetrieben. Mit 5 bzw. 7 sind Steuereinheiten für die Pumpen 1 und 20 2 mit variablem Ausstoß, und mit 6 bzw. 8 sind Begren-zungsventile für diese Pumpen bezeichnet.

Eine Steuerventileinheit 9 für ein Arbeitsgerät ist über 25 eine Leitung 11 mit der Pumpe 1 verbunden, während eine weitere Steuerventileinheit 10 für ein Arbeitsgerät über eine Leitung 12 mit der Pumpe 2 verbunden ist. Die bei-den Steuerventileinheiten 9 und 10 sind jeweils mit nicht gezeigten Stellgliedern für die Arbeitsgeräte ver-bunden. Mit 13 und 14 sind Reduzierventile bezeichnet. 30 Das Reduzierventil 13 weist einen Hebel 13a auf, der mit Hebeln 9a,9b und 9c der Steuerventileinheit 9 verbunden ist und proportional zu der maximalen Auslen-kung eines jeder der Hebel 9a,9b und 9c ausgelenkt wird. Das Begrenzungsventil 13 steuert den Förderdruck der Pumpe 3 mit 35 konstantem Ausstoß proportional zu der Auslenkung des

- 11 -

Hebels 13a und überträgt den Fluiddruck über eine Leitung 16 zu der Steuereinheit 5. In ähnlicher Weise weist das Reduzierventil 14 einen Hebel 14a auf, der mit Hebelen 10a, 10b und 10c der Steuerventileinheit 10 verbunden 5 ist und proportional zu der maximalen Auslenkung dieser Hebel ausgelenkt wird. Das Reduzierventil 14 steuert den Förderdruck der Pumpe 3 proportional zu der Auslenkung den Hebels 14a und überträgt den Fluiddruck über eine Leitung 17 zu der Steuereinheit 7. Von einer Auslaß-Leitung 15 der Pumpe 3 mit konstantem Ausstoß führen Zweigleitungen 18, 19 zu der Steuereinheit 5 bzw. 7. Ein Entlastungsventil für die Pumpe 3 ist mit 20 bezeichnet. Das von den Pumpen 1 und 2 mit veränderlichem Ausstoß ausgestoßene Druckfluid wird über Leitungen 21, 15 22 an die Steuereinheit 5 bzw. 7 übertragen. Für beide Fluidkreisläufe ist ein gemeinsamer Sumpf oder Behälter 23 vorgesehen.

Der Steuerteil der Steuervorrichtung ist in Figur 2 20 dargestellt.

Da die Anordnung der Pumpen 1 und 2 mit veränderlichem Ausstoß symmetrisch ist, wird nachfolgend stellvertretend für beide Pumpen lediglich die Pumpe 1 beschrieben. Figur 2 zeigt den Zustand, in dem sich die Steuereinheit 5, das Reduzierventil 13 und die Steuerventileinheit 9 in ihren Neutralstellungen befinden und in der sich die Taumelscheibe der Pumpe 1 in der minimalen Winkelstellung befindet.

Ein in einem Gehäuse 31 untergebrachter Servokolben 30 ist über einen Stab 32 mit der Pumpe 1 verbunden. Eine Feder 33 hält die Pumpe 1 in einem Zustand, in der die Taumelscheibe die kleinste Winkelstellung aufweist, wenn 35 sich die Steuerventileinheit 9 in der Neutralstellung

befindet. Mit 34 und 35 sind Deckel des Gehäuses 31 bezeichnet.

Die Steuereinheit 5 umfaßt einen Eingangssignal-Bereich  
5 (A) und einen Leitventil-Bereich (B).

Ein Steuerkolben 36 ist über einen Arm 37 mit einem Leitventil-Kolben 38 und dem Servokolben 30 verbunden. Der Arm 37 ist mit Hilfe eines Stiftes 39 an den Steuerkolben 36 angelenkt und steht mit kugelförmigen Bereichen an seinen beiden Enden mit Schlitten in den Kolben 30 und 38 gelenkig in Eingriff.

15 Die Bezugszeichen 40 und 41 bezeichnen Federn zur Steue-  
rung des Drehmoments bzw. des Durchsatzes. Die beiden Fe-  
dern dienen dazu, eine Konstant-Drehmomentkurve zu er-  
zielen, die einer gekrümmten Linie angenähert ist. Wenn  
es wünschenswert ist, die Konstant-Drehmomentkurve einer  
20 zweifach gebogenen Linie anzunähern, so werden drei  
Federn benötigt. Mit 42 und 43 sind Federteller bezeich-  
net. Eine Stange 44 dient zur Übertragung des über eine  
Leitung 16a zugeführten und einen Kolben 45 beaufschla-  
genden Ausgangsdruckes des Reduzierventils 13 und der  
Kräfte der Federn 40,41 auf den Steuerkolben 36. Zwei  
25 Hülsen 46,47 dienen zum Einstellen der Spannung oder  
Kompressionskraft der Federn 40 bzw. 41. Spannmuttern  
für die Hülsen 46,47 sind mit 48 bzw. 49 und Dichtungen  
mit 50 bzw. 51 bezeichnet. Eine Hülse 53 nimmt einen  
Kolben 52 auf, der einen abgestuften Bereich aufweist  
30 und eine druckbeaufschlagte Fläche bildet, auf die der  
über eine Leitung 18b zugeführte Ausgangsdruck der Pumpe  
3 mit konstantem Ausstoß wirkt. Ein Kolben 54 wird durch  
den über die Leitung 16b zugeführten Ausgangsdruck des  
- Reduzierventils 13 beaufschlagt und ist in einer Hülse  
35 55 untergebracht. Eine Hülse 57 nimmt einen weiteren Kol-

ben 56 auf, der durch den über die Leitung 22 zugeführten Ausgangsdruck der Pumpe 2 mit veränderlichem Ausstoß beaufschlagt wird. Eine weitere Hülse 59 nimmt einen Kolben 58 auf, der durch den über eine Leitung 21a zugeführten 5 Ausgangsdruck der Pumpe 1 mit veränderlichem Ausstoß beaufschlagt wird. Die Leitung 18b ist über einen in dem Gehäuse ausgebildeten Kanal 60 mit dem Kolben 52 verbunden, und in ähnlicher Weise ist die Leitung 16b über einen Kanal 61 mit dem Kolben 54 verbunden. Entsprechend 10 sind die Leitungen 22 und 21a über Kanäle 62 bzw. 63 mit den Kolben 56 bzw. 58 verbunden. Eine Hülse 67 nimmt einen Kolben 64 auf, der über eine Leitung 65 und einen Kanal 66 in dem Gehäuse durch den Ausgangsdruck des Begrenzungsventils beaufschlagt wird. Ein Ablaufkanal dient zur 15 Ableitung des durch Lecks an den Kolben 52,54,56,58 und 64 austretenden Fluids in eine in dem Gehäuse ausgebildete Ablaufkammer 94. Eine Gewindestange 68 steht mit einer Hülse 69 in Gewindestange und dient zur Einstellung der maximalen Winkelstellung der Taumelscheibe. 20 Eine Schulter der Hülse 69 wird durch einen Flansch 70 gehalten, der seinerseits mit Hilfe nicht gezeigter Schrauben an dem Gehäuse 31 befestigt ist. Die Bezeichnungen 91,92 bezeichnen Dichtungen, und mit 93 ist eine Spannmutter bezeichnet.

25 Nunmehr soll der Leitventilbereich (B) beschrieben werden.

Der Kolben 38 ist gleitend verschiebbar in einer Hülse 30 71 montiert. Der Hydraulik-Servomechanismus 3 ist über die Leitung 18a mit einem Kanal 72 verbunden, und eine Öffnung 72a ist über einen Kanal 73 mit einer linken Kammer 74 des Servokolbens verbunden. Die Öffnung 72b ist ferner über einen Kanal 75 mit einer rechten Kammer 35 76 verbunden. Eine Feder 77 hält den Kolben in einer

dem minimalen Winkel der Taumelscheibe entsprechenden Position, wenn der Kolben nicht betätigt wird, und verhindert so ein Spiel zwischen dem Arm 37, dem Kolben 38 und dem Servokolben 30. Die Bezugszeichen 78 und 79 bezeichnen einen Federteller bzw. einen Ablaufkanal für die Federkammer.

Mit 80 und 81 sind Stößel bezeichnet, mit deren Hilfe die Position der Hülse 71 und damit die Neutralstellung des Servosystems eingestellt werden kann. Die Stößel 80, 81 stehen mit Deckeln 82 bzw. 83 in Gewindegang und sind zum Einstellen der Position der Hülse 71 nach links und rechts in der Zeichnung beweglich. Die Bezugszeichen 84 und 85 bezeichnen Dichtungen, und die Bezugszeichen 86 und 87 bezeichnen Spannmuttern für die Stößel 80 und 81. Mit 88 und 89 sind Dichtungen für die Deckel 34 und 35 bezeichnet.

Nachfolgend soll das Reduzierventil 13 beschrieben werden.

Das Reduzierventil 13 umfaßt einen Steuerkolben 100, Federn 101, 102 zur Festlegung der Druckreduktions-Charakteristik, Federteller 103, 104 und 105 sowie Sprengringe 106 und 107, die am freien Ende einer Stange 108 bzw. an einem Gehäuse 99 festgelegt sind. Die Sprengringe 106 und 107 dienen zum Einstellen der Position der Federteller 104 bzw. 105, so daß für jede der Federn eine vorgegebene Spannung eingestellt werden kann. Die Spannungen und Federkonstanten der Federn 101 und 102 sind unten in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1

	Spannung	Federkonstante
35	101 niedrig	hoch
	102 hoch	niedrig

- 15 -

Die Stange 108 dient als Betätigungsstange und steht mit der Steuerventileinheit 9 in Wirkverbindung.

Ein Gegenwirkungs-Kolben 109 wird von dem Ausgangsdruck des Reduzierventils beaufschlagt und übt eine resultierende Gegenwirkungs-Kraft auf den Steuerkolben 100 aus. Eine Feder 110 hält den Steuerkolben 100 in einer Sperrstellung, wenn der Steuerkolben nicht betätigt wird, so daß der Ausgangsdruck unwirksam wird. Die Bezugszeichen 111 und 112 bezeichnen Deckel des Gehäuses, und die Bezugszeichen 113 und 114 bezeichnen Kanäle für den Eingangs- und Ausgangsdruck des hydraulischen Servomechanismus. Die Kanäle 113 und 114 stehen mit der Leitung 15 bzw. 16 in Verbindung.

15 Ein Ablaufkanal 115 führt zu dem Behälter 23. Ferner umfaßt das Reduzierventil Dichtungen 116, 117 und 118.

In Figur 3 ist ein Begrenzungsventil dargestellt.

20 Ein Gehäuse 120 nimmt gleitend verschiebbar eine Ventilspindel 121 auf. Über einen Kanal 21b wird der von der Pumpe mit variablem Ausstoß erzeugte Fluiaddruck eingeleitet. Von dem Kanal 21b geht eine Zweigleitung 123 aus. Ein Kolben 6a ist in einer Hülse 122 gleitend verschiebbar. Eine Schulter des Kolbens 6a wird über den Kanal 123 mit dem Ausgangsdruck der Pumpe beaufschlagt. Mit 124 und 125 sind Blindstopfen für den Kanal 123 bezeichnet, und das Bezugszeichen 126 bezeichnet einen Deckel, der unter Zwischenfügung einer Dichtung 127 mit Hilfe nicht gezeigter Schrauben an dem Gehäuse 120 befestigt ist.

Der Ausgangsdruck des Sperrventils liegt in einem Kanal 35 65 vor, von dem eine Zweigleitung 65a abzweigt. Ein in

5 eine Hülse 128 eingefüger Kolben 6b wird über die Zweigleitung 65a mit dem Ausgangsdruck des Begrenzungsventils beaufschlagt. Mit 129 und 130 sind Dichtungen zur Verhinderung von Leckagen zur Stabilisierung des Ausgangsdruckes bezeichnet. Die Bezugszeichen 131 und 132 bezeichnen Blindstopfen für den Kanal 65a. Eine Feder 6c ist an einem Federteller 133 abgestützt und dient zur Einstellung des Begrenzungsdruckes.

10 10 Die Spannung der Feder 6c und damit der Begrenzungsdruck wird mit Hilfe einer teilweise mit Gewinde versehenen Stange 134 eingestellt. Die Stange 134 ist in einen Deckel 135 eingeschraubt, der einen durch eine Dichtung 136 abgedichteten zylindrischen Abschnitt aufweist. Eine weitere Dichtung 138 dichtet den Deckel gegenüber dem Gehäuse 120 ab. Eine Spann- oder Feststellmutter 137 dient zur Arretierung der Stange 134. Der Deckel 135 ist mit Hilfe nicht gezeigter Schrauben an dem Gehäuse 120 befestigt.

15 15 20 In der Ventilspindel 121 ist ein Kanal 139 ausgebildet, während in den Kolben 6a und 6b Ablaufkanäle 140 bzw 141 ausgebildet sind. Die Ablaufkanäle 140,141 sind über einen Kanal 142 mit dem Behälter 23 verbunden.

25 25 Nachfolgend soll die Arbeitsweise der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung erläutert werden.

30 30 Die Steuervorrichtung erfüllt die drei Steuerfunktionen: (a) Steuerung des Hydraulikfluid-Durchsatzes zur Änderung der Winkelstellung der Taumelscheibe der Pumpe proportional zu der manuell eingestellten Position des Steuerventils für das Arbeitsgerät, (b) Konstant-Drehmomentsteuerung entsprechend den Ausgangsdrücken der Pumpen 1 und 2 mit variabilem Ausstoß und (c) Begrenzungs-Steuerung zur Ver-

35 35

- 17 -

ringierung der Entlastungsverluste.

Diese Steuerfunktionen sollen nunmehr im einzelnen beschrieben werden. Auch hierbei soll von den Pumpen mit 5 variablem Ausstoß lediglich die Pumpe 1 betrachtet werden.

(1) Durchsatz-Steuerung

10 Figur 4 zeigt eine Kennlinie, die die Beziehung zwischen dem Förderdruck der Pumpe und dem Durchsatz des von der Pumpe geförderten Fluids angibt. Wenn der Durchsatz der Pumpe gesteuert wird, wird der Förderdruck innerhalb 15 des schraffierten Bereiches unterhalb einer konstantem Drehmoment entsprechenden Kurve gehalten.

Dabei ist die dem Förderdruck der Pumpe 3 mit konstantem Ausstoß entsprechende Kraft, die auf den Kolben 52 wirkt, größer als die Kraft die auf die Kolben 54,56, 20 58 und 64 wirkt, so daß die links des Kolbens 52 angeordneten Kolben sich mittelbar oder unmittelbar an der Gewindestange 68 abstützen.

Die Spannungen und Federkonstanten der Federn 40 und 41 25 werden entsprechend der nachfolgenden Tabelle 2 eingesetzt.

Tabelle 2

	Spannung	Federkonstante
30	40	hoch
	41	niedrig

Durch Betätigung der Steuerventileinheit 9 wird das mit dieser Einheit gekoppelte Reduzivventil aktiviert, 35 so daß dessen Ausgangsdruck ansteigt. Wenn der auf den

Kolben 45 wirkende Fluiddruck die Spannung der Feder übersteigt, bewegt sich die Stange 44 in Figur 2 nach links in eine Position, in der die Kraft der Feder 41 sich mit der durch den Fluiddruck erzeugten Kraft im 5 Gleichgewicht befindet. Dabei wird der Kolben 36 nach links bewegt. Hierdurch wird der Leitventil-Kolben 38, der über den Arm 37 mit dem Kolben 36 verbunden ist, ebenfalls nach links verschoben. Infolgedessen wird der Kanal 72 zur Einleitung des durch die Servo-Fluid-10 druckquelle erzeugten Druckes mit der Öffnung 72b verbunden, so daß der Druck des hydraulischen Servomechanismus die linke Kammer 76 des Servokolbens 30 beaufschlägt. Der Servokolben 30 bewegt sich unter der Wirkung dieses Fluiddruckes nach links. Auf diese Weise wird der Arm 15 37 im Uhrzeigersinn um den Stift 39 gedreht und der Leitventil-Kolben 38 in seine Ausgangsstellung zurückgeführt. Der Servokolben 30 bewegt sich weiter nach links bis der Leitventil-Kolben 38 seine Ausgangsstellung erreicht und die Öffnung 72b wieder blockiert.

20 Während dieser Zeit steht die linke Kammer 77 über den Kanal 73, die Öffnung 72a und den Kanal 38a des Leitventil-Kolbens 38 mit der Ablaufkammer 94 in dem Gehäuse in Verbindung.

25 Der Servokolben 30 bewegt sich somit proportional zu dem Ausgangsdruck des Reduzierventils 13 und schwenkt die Taumelscheibe der Pumpe aus der minimalen Neigungsstellung in eine dem Ausgangsdruck des Reduzierventils 30 entsprechende Winkelstellung. Wenn der Ausgangsdruck des Reduzierventils weiter ansteigt, schlägt das linke Ende des Federtellers 43 an dem rechten Ende der Feder 42 an, so daß die Auslenkung der Feder 40 eingeleitet wird. In diesem Augenblick wird die Beziehung zwischen 35 dem Ausgangsdruck den Reduzierventils 13 und dem Winkel

der Taumelscheibe der Pumpe durch die Federkonstante der Feder 40 gegeben. Sofern die Vorspannung der Feder 40 derart eingestellt wird, daß ihre Spannung derjenigen der Feder 41 entspricht, wenn die Federteller

5 42 und 43 an den Hülsen 46,47 anschlagen, so ergibt sich die in Figur 5 gezeigte Beziehung zwischen dem Ausgangsdruck des Reduzierventils 13 und dem Winkel der Taumelscheibe der Pumpe, d.h., dem Durchsatz

der Pumpe.

10

Nunmehr soll die Beziehung zwischen dem Reduzierventil-Ausgangsdruck und der Auslenkung der Steuerventileinheit 9 erläutert werden. Die Betätigungs-Stange 108 des Reduzierventils 13 verschiebt sich proportional zu der

15 maximalen Auslenkung der einzelnen Hebel der Steuerventileinheit 9. Wenn die Stange 108 in Figur 2 nach links verschoben wird, wird die Feder 110 ausgelenkt und verschiebt den Steuerkolben 100 nach links, da die Spannung der Feder 110 am geringsten ist. Infolgedessen tritt die 20 Schulter des Steuerkolbens 100 mit dem Kanal 114 in Verbindung, so daß der durch die Servo-Fluiddruckquelle abgegebene Druck über die Bohrung 100b auf den Gegenwirkungs-Kolben 109 wirkt und eine nach rechts gerichtete resultierende Gegenwirkungskraft auf den Steuerkolben

25 100 einwirkt. In dieser Stellung setzt die Druckreduktion ein. Wenn die Stange weiter nach links verschoben wird, so wird aufgrund der in der Tabelle 1 angegebenen Beziehung zwischen den Spannungen der Federn die Feder 101 so weit komprimiert, daß sie die im Sinne einer Verschiebung nach links auf die Stange 108 wirkende Kraft

30 ausgleicht. Diese Kraft wirkt über die Federteller 104, 105 und die Feder 102 auf den Steuerkolben 100, und der auf den Kolben 109 wirkende Ausgangsdruck des Reduzierventils 13 steigt an, bis er sich mit der oben erwähnten Kraft im Gleichgewicht befindet. Wenn das linke Ende des

Federtellers 103 an dem rechten Ende des Federtellers 104 anschlägt, beginnt die Kompression der Feder 102. In diesem Augenblick wird der Anstieg des Ausgangsdruckes des Reduzierventils 13 durch die Federkonstante der Feder 102 bestimmt. Die Ausgangsdruck-Charakteristik des Reduzierventils 13 wird somit durch die Spannungen und Federkonstanten der Federn 101 und 102 bestimmt. Wenn die Vorspannung der Feder 102 auf einen Wert eingestellt wird, der dem der Feder 101 entspricht, wenn der Federteller 103 an dem Federteller 104 anschlägt, ergibt sich die in Figur 6 gezeigte Beziehung zwischen der Auslenkung und dem Ausgangsdruck des Reduzierventils.

Wenn in diesem Fall die Federkonstanten der Federn 41, 15 101 und 40 übereinstimmen, läßt sich eine geradlinige Beziehung zwischen dem Förder-Durchsatz der Pumpe und dem Grad der Betätigung der Steuerventileinheit für das Arbeitsgerät erreichen, wie in Figur 7 gezeigt ist.

20 Wenn es jedoch für die Feinbewegung der Stellglieder für die Arbeitsgeräte wünschenswert ist, daß zwischen dem Grad der Betätigung der Steuerventileinheit und dem Förder-Durchsatz der Pumpe die in Figur 8 gezeigte Beziehung besteht, bei der der Durchsatz der Pumpe in Abhängigkeit 25 von der Betätigung des Steuerventils zunächst flach und sodann steil ansteigt, so wird für die Federn 101 und 102 des Reduzierventils 13 ein gesonderter Satz verwendet. Ferner ist es möglich, die Federkonstante der Feder 101 zu verringern und die der Feder 102 zu erhöhen.

30

#### (2) Konstant-Drehmomentsteuerung

Es soll nunmehr angenommen werden, daß die Steuerventileinheit 9 maximal ausgelenkt ist und daß der entsprechende Durchsatz der Pumpe den Wert  $Q_{max}$  hat. Dies entspricht 35

dem Zustand in Figur 2, wo das linke Ende des Steuerkolbens 36 an dem rechten Ende des Kolbens 52 anschlägt und das linke Ende des Servokolbens 30 an dem Deckel 35 anschlägt.

5

Wenn unter diesen Bedingungen der Förderdruck der Pumpen 1 und 2 mit variablem Ausstoß ansteigt, so daß sie die dem Förderdruck der Pumpe 3 mit konstantem Ausstoß entsprechende, auf den Kolben 52 wirkende Kraft ebenso wie die dem

10 Ausgangsdruck des Reduzierventils 13 entsprechende, auf den Kolben 45 wirkende Kraft überwindet, so wird der Steuerekolben 36 in Figur 2 nach rechts bewegt. Wenn die Wirkflächen der Kolben 54 und 45, die beide von dem Ausgangsdruck des Reduzierventils 13 beaufschlagt werden, über-

15 einstimmen, wird die auf den Kolben 54 wirkende Kraft durch die auf den Kolben 45 wirkende Kraft ausgeglichen.

Bei Steuerung nach konstantem Drehmoment kann somit ein Kräftegleichgewicht erzielt werden zwischen dem auf den Kolben 56 wirkenden Förderdruck der Pumpe 2 und dem auf

20 den Kolben 58 wirkende Förderdruck der Pumpe 1, vermehrt um die auf die Stange 44 wirkende Federkraft und die in entgegengesetzter Richtung auf den Kolben 52 wirkende, dem Förderdruck der Pumpe 3 entsprechende Kraft. Der Kolben 36 bewegt sich zum Ausgleich des auf den Kolben 52

25 wirkenden Förderdruckes der Pumpe 3 mit konstantem Ausstoß nach rechts in eine Position, in der die Spannung der Feder durch die dem Anstieg des Förderdruckes der Pumpen 1 und 2 mit variablem Ausstoß entsprechende Kraft ausgeglichen wird.

30

Im Ergebnis bewegt sich der Leitventil-Kolben 38 nach rechts in Figur 2, und der Servokolben bewegt sich ebenfalls nach rechts, wie zuvor unter (1) beschrieben, so daß der Leitventil-Kolben 38 wieder in seiner Sperrstellung im Gleichgewicht gehalten wird.

35

In Figur 4 ist zu erkennen, daß sich die Feder zusammen mit dem Steuerkolben 36 zurückbewegt und den Durchsatz der Pumpe reduziert, wenn die Förderdrücke der Pumpen 1 und 2 mit variablem Ausstoß von dem Wert  $Q_{max}$  ansteigen, so daß ihr Mittelwert den Wert  $(\frac{P_1 + P_2}{2})_3$  erreicht, wobei  $P_1$  und  $P_2$  die Förderdrücke der Pumpen 1 und 2 bezeichnen. Wenn die Förderdrücke der Pumpen 1 und 2 weiter ansteigen, schlägt der Federteller 42 der Feder 40 an dem linken Ende der Hülse 46 an, so daß die Rückwärtsbewegung der Feder 41 beginnt. Da die Federkonstante der Feder 40 kleiner als die der Feder 41 ist, ist die Rückwärts-Bewegung der Feder 40 zum Ausgleich des Anstiegs des Förderdruckes der Pumpen 1 und 2 größer, und die Verringerung des Durchsatzes der Pumpen 1 und 2 ist verstärkt.

Demgegenüber wird bei der Feder 41 aufgrund ihrer höheren Federkonstante das Gleichgewicht bei gleichem Anstieg des Förderdruckes durch eine geringe Rückwärtsbewegung wieder hergestellt, und die entsprechende Verringerung des Durchsatzes ist klein. Auf diese Weise ergibt sich die in Figur 4 gezeigte Steuercharakteristik, die der Kurve konstanten Drehmoments angenähert ist. In Figur 4 entspricht der Wert  $(\frac{P_1 + P_2}{2})_2$  dem Druck, an dem die Rückwärtsbewegung der Feder 41 einsetzt.

### (3) Begrenzungs-Steuerung

Wenn der Förderdruck der Pumpe 1 mit variablem Ausstoß auf einen mit Hilfe der Feder 6c des Sperrventils 6 eingestellten Wert ansteigt, wird das Sperrventil 6 durch den auf den Kolben 6a wirkenden Förderdruck der Pumpe 1 von (I) auf (II) umgeschaltet, so daß der Förderdruck über die Leitung 65 und ferner über die Leitung 65a den Kolben 6b beaufschlagt und die Reduktion des Fluiaddruckes

- 23 -

bewirkt.

Der auf den Kolben 6a wirkende Förderdruck der Pumpe 1 wird im Gleichgewicht gehalten mit der Spannung der Feder 6c vermehrt um den Ausgangsdruck  $P_c$  des Begrenzungsventils 6, der den Kolben 6b beaufschlagt. Die sich dabei ergebende Druckbegrenzung-Charakteristik ist in Figur 9 dargestellt. Dort ist mit  $P_{c01}$  der Druck bezeichnet, bei dem der Druckbegrenzungsvorgang beginnt.

10

Der Begrenzungsausgangsdruck  $P_c$  gelangt über die Leitung 65 in den Kanal 66 und beaufschlagt den Kolben 64. Hierdurch wird die Feder 41 weiter um einen der auf den Kolben 64 wirkenden Kraft entsprechenden Betrag zurückbewegt, bis sie ihre Gleichgewichtsstellung erreicht. Dies entspricht dem Pumpen-Förderdruckbereich zwischen den Werten  $(\frac{P_1 + P_2}{2})_{c01}$  und  $(\frac{P_1 + P_2}{2})_{c02}$  in Figur 4.

20

Wenn in Figur 4 die Förderdrücke der Pumpen 1 und 2 weiter ansteigen, erreicht die Neigung der Tzumelscheiben der Pumpen ihren minimalen Wert, und der Förderdurchsatz der Pumpen nimmt auf den minimalen Wert  $Q_{min}$  ab. Lediglich die Förderdrücke steigen auf den voreingestellten Überdruck-Entlastungswert  $(\frac{P_1 + P_2}{2})_r$  des Kreislaufs an, so daß dieser Druck mit einem kleinen Entlastungs-Durchsatz  $Q_{min}$  aufrechterhalten werden kann.

30

35

~ 24 ~  
Leerseite

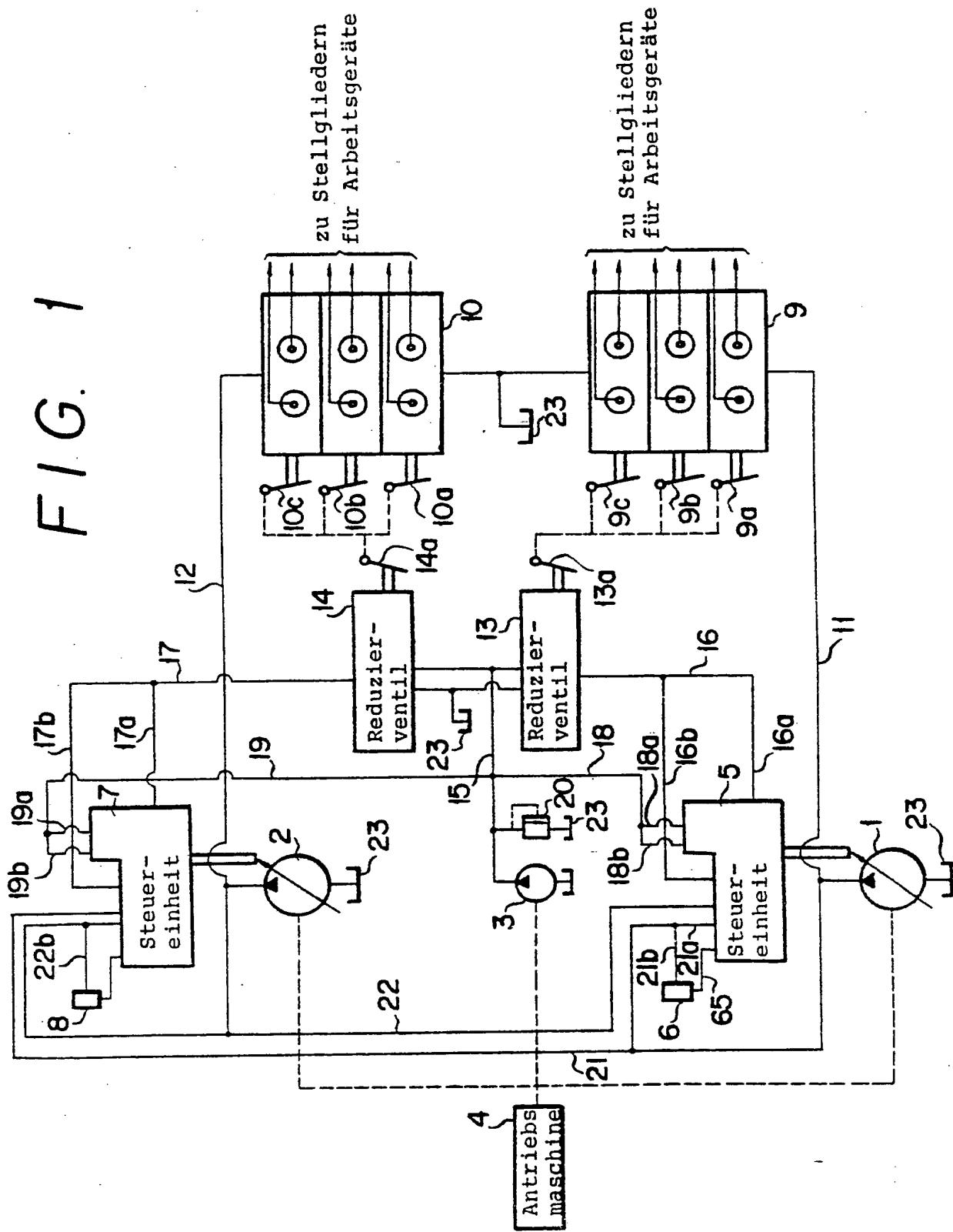
3323307

K.K. Komatsu Seisakusho

FB 83-27M-Ger. 1/7

Nummer: 33 23 307  
Int.-Cl.<sup>3</sup>: F 15 B 11/20  
Anmeldetag: 28. Juni 1983  
Offenlegungstag: 29. Dezember 1983

FIG.



3323307

K.K. Komatsu Seisakusho  
FP 32-27M-Ger. 2/7

25 -

FIG. 2

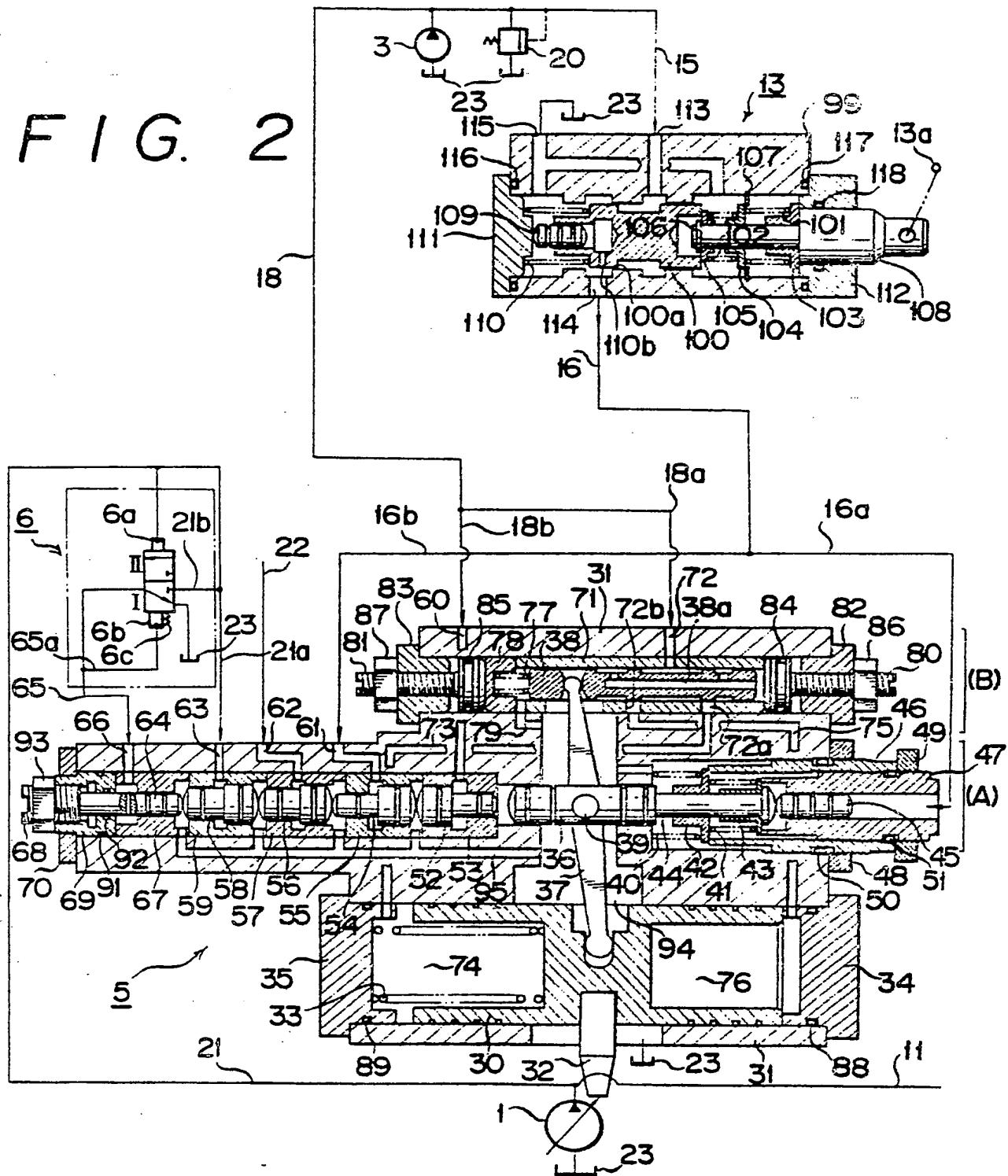
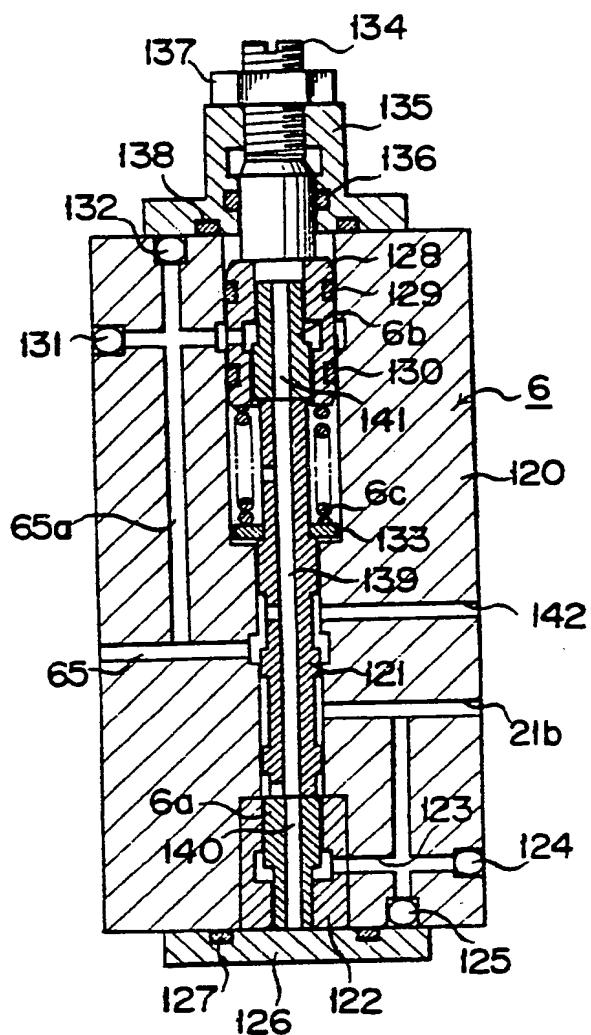
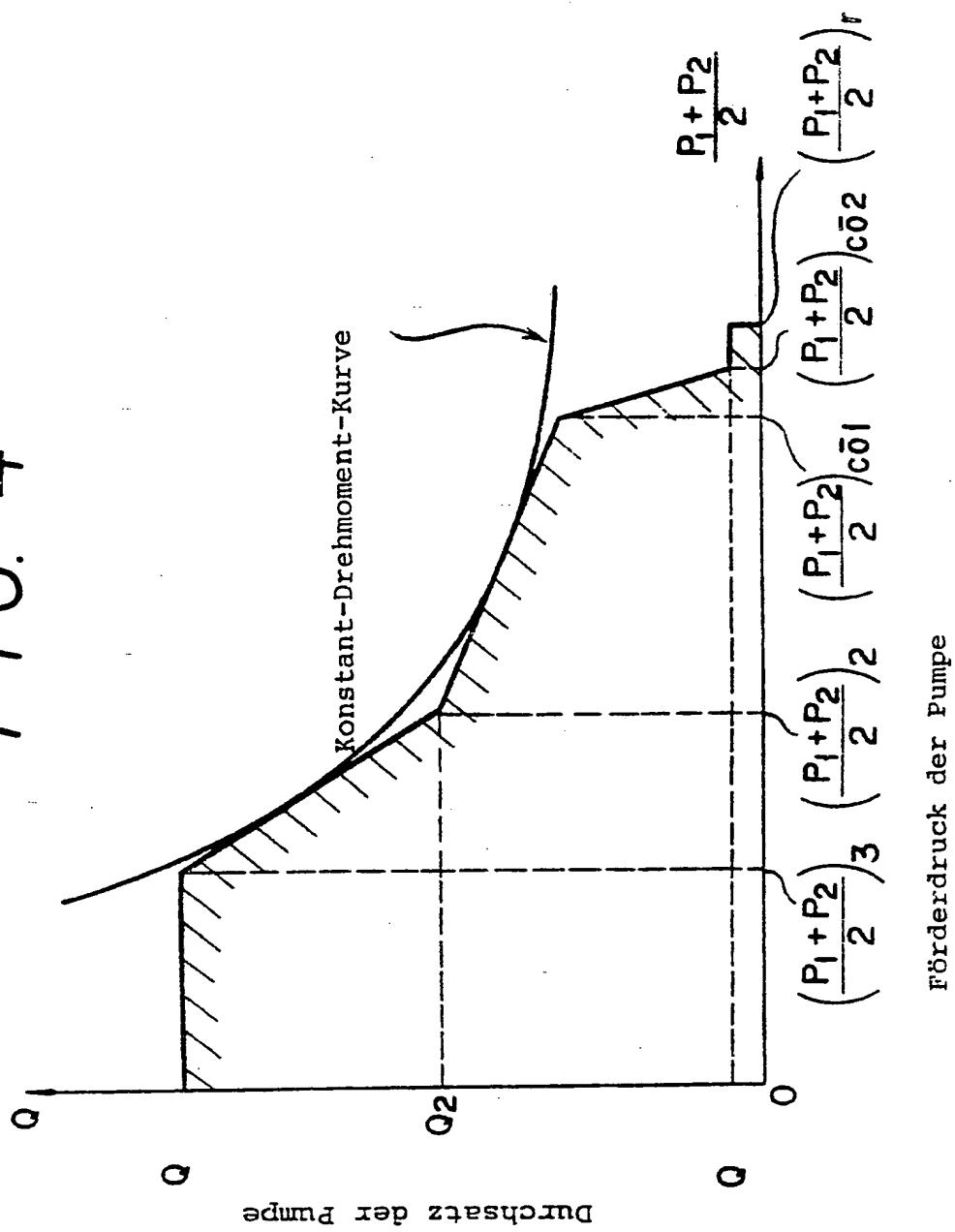


FIG. 3



- 27 -

FIG. 4



Förderdruck der Pumpe

FIG. 5

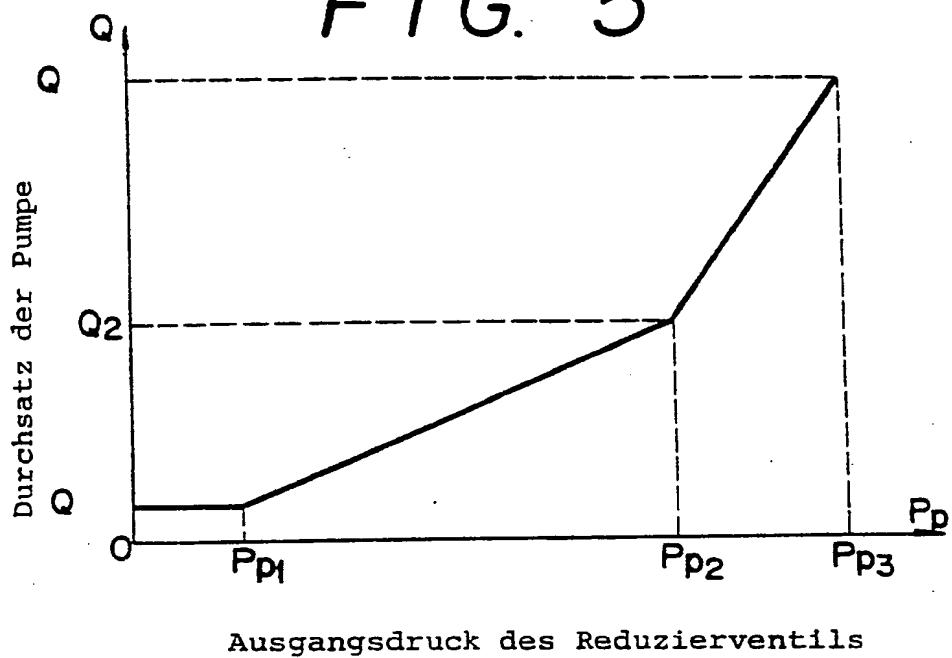
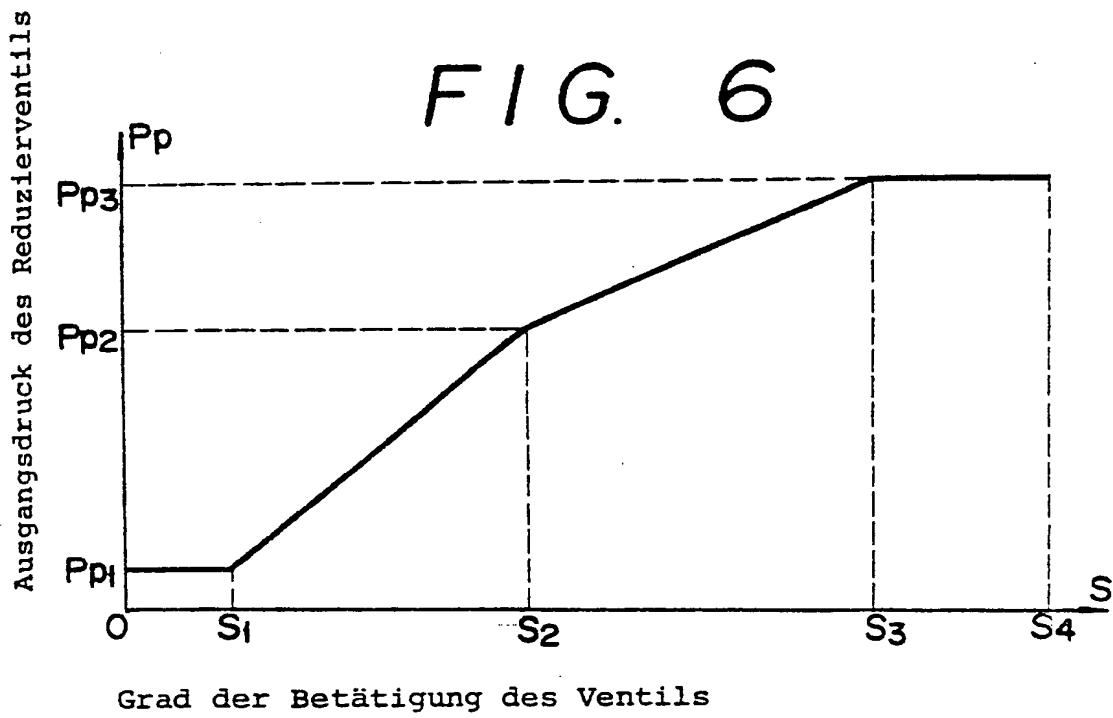


FIG. 6



- 29 -

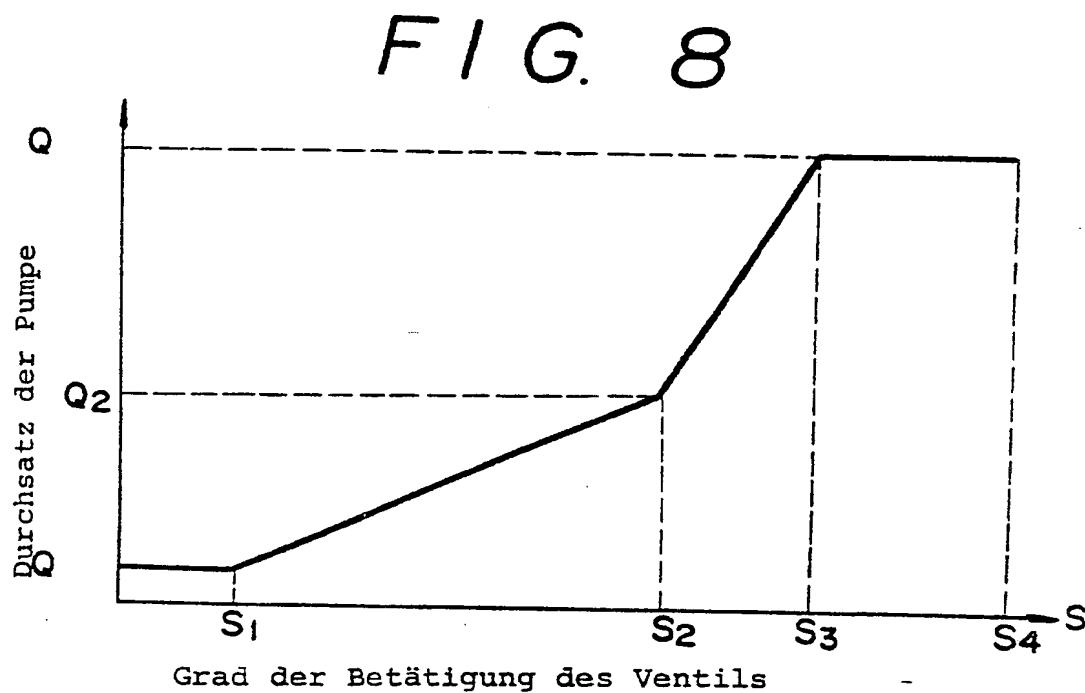
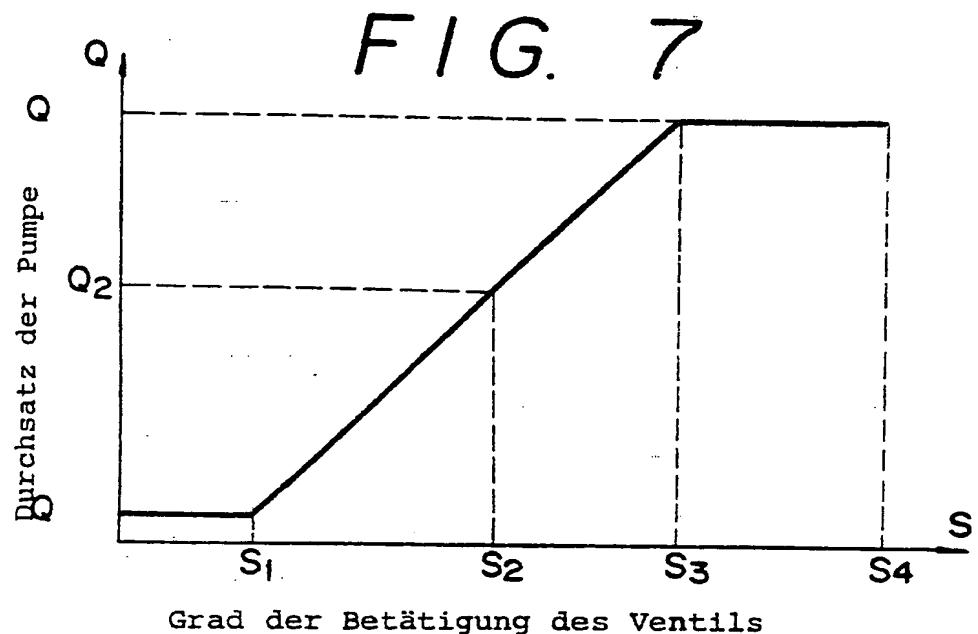


FIG. 9

